

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-141636

(43) 公開日 平成11年(1999) 5月25日

(51) Int.Cl.⁶

F 1 6 H 15/38

識別記号

F I

F 1 6 H 15/38

審査請求 未請求 請求項の数2 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平9-303090

(22) 出願日 平成9年(1997)11月5日

(71) 出願人 000001247

光洋精工株式会社

大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号

(72) 発明者 鎌本 繁夫

大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号

光洋精工株式会社内

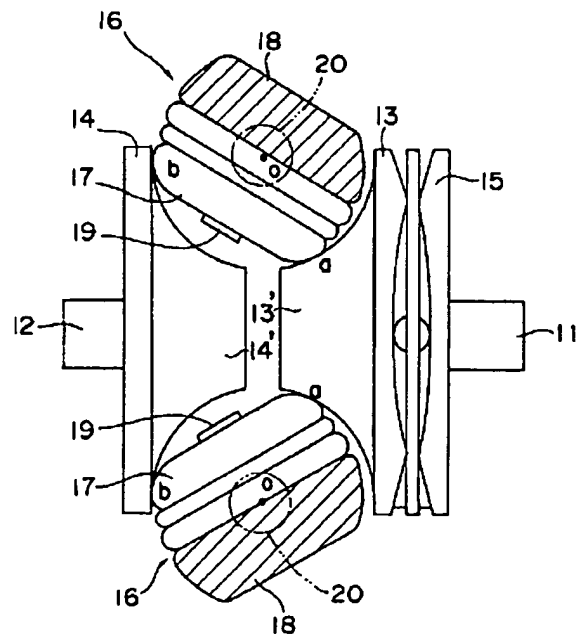
(74) 代理人 弁理士 青山 葆 (外1名)

(54) 【発明の名称】 無段変速機

(57) 【要約】

【課題】 相当応力または最大剪断応力等で表される材料が受けるダメージの集中を無くすことによって摩擦回転体の最大負荷能力を高める。

【解決手段】 入力側ディスク13の凸部13'と変速ローラ17との隙間および変速ローラ17と出力側ディスク14の凸部14'との隙間における変速ローラ17の軸方向への変化を、上記軸方向への相当応力分布または最大剪断応力分布等で表される材料が受けるダメージが均一になるように決定する。こうして、変速ローラ17の軸方向両端のエッジ部における相当応力または最大剪断応力等で表される材料が受けるダメージの集中を防止する。その結果、上記相当応力または最大剪断応力等で表される材料が受けるダメージの集中が無くなる分だけ変速ローラ17の静的最大負荷容量および動的最大負荷容量を高めることができる。



1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 大径部と小径部と上記大径部および小径部に連なる円錐状の摩擦面を有して上記大径部および小径部の中心を通る軸の回りを回転する第1の摩擦回転体と、上記第1の摩擦回転体の摩擦面に線接触して回転する第2の摩擦回転体とを有して、一方の摩擦回転体から他方の摩擦回転体に摩擦によって回転力を伝える無段変速機において、上記2つの摩擦回転体の接触面の間隔における回転方向に直交する方向への変化が、接触圧力下*

$$h_{cr}(y) = (12.89k \cdot \sigma_{Emax}^2 \cdot R / (C_1 \cdot E'^2)) \cdot \ln(1 / (1 - (2y / (C_1 \cdot L_{eff}))^2))$$

あるいは

$$h_{cr}(y) = (44.44k \cdot \tau_{max}^2 \cdot R / (C_1 \cdot E'^2)) \cdot \ln(1 / (1 - (2y / (C_1 \cdot L_{eff}))^2))$$

尚、 $h_{cr}(y)$: 上記方向への位置 y における2つの相互接触部材の接触面の間隔

k : 加工公差に関する許容範囲

R : 回転方向への等価半径

$$C_1: (\sqrt{1 - (\exp(C_2/k(1.8864 + \ln(0.0696L_{eff}E'/(R \cdot \sigma_{Emax}))))})^{-1})^{-1}$$

C_2 : 必要最大間隔の加工公差に関する許容寸法

E' : 等価ヤング率

L_{eff} : 上記摩擦回転体の有効長

σ_{Emax} : 材料の圧縮に関する強度

τ_{max} : 材料の最大剪断応力に関する強度

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、無段変速機における摩擦回転体のクラウニング形状の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、入力軸の回転速度を摩擦回転体を介して低速あるいは高速に変速して出力軸に伝達する無段変速機として、図6に示すようなトロイダル型無段変速機がある。このトロイダル型無段変速機は、一直線上に配列された入力軸1と出力軸2とを有しており、入力軸1の回転はクラッチ板5を介して入力側ディスク3に伝達される。この入力側ディスク3の反入力軸1側には円錐状の凸部3'が設けられており、この凸部3'の外周面は凹状に湾曲している。入力側ディスク3に対向して、入力側ディスク3と同様に凹状に湾曲した外周面を有する円錐状の凸部4'が設けられた出力側ディスク4が配置されており、出力側ディスク4の中心には出力軸2の一端が取り付けられている。

*での上記方向への相当応力分布または最大剪断応力分布等の材料が受けるダメージを評価する物理量が均一になるように設定されていることを特徴とする無段変速機。

【請求項2】 請求項1に記載の無段変速機において、上記両摩擦回転体の接触面の間隔における上記方向への変化が、実質的に下記の式で表されることを特徴とする無段変速機。

【数1】

※【0003】上記入力側ディスク3と出力側ディスク4との間の側方2カ所の夫々に、トラニオン8に固定された軸9に回転可能に取り付けられた変速ローラ7を有する変速部6が設けられている。この変速部6、6の変速ローラ7は、入力側ディスク4および出力側ディスク4の両凸部3'、4'に圧接されている。そして、変速部6全体が変位軸10を中心として回転可能になっている。その場合に、変速ローラ7は常に両凸部3'、4'に圧接した状態で変位軸10の回りを変位するようになっている。

【0004】上記構成において、上記入力軸1が回転すると入力側ディスク3も同速で回転する。そして、入力側ディスク3の回転は、凸部3'と変速ローラ7との摩擦によって変速ローラ7に伝えられ、さらに、変速ローラ7と凸部4'との摩擦によって出力側ディスク4に伝えられる。したがって、出力側ディスク4の回転数、つまり、出力軸2の回転数は、凸部3'と変速ローラ7との接触位置aの半径 r_a と変速ローラ7と凸部4'との接

触位置bの半径 r_b との比だけ増速($r_a > r_b$)あるいは減速($r_a < r_b$)されるのである。また、変速部6を変位軸10によって回転変位させて半径 r_a 、 r_b を無段階に変更することによって、変速率を無段階に変更できる。

【0005】ところで、上記トロイダル型無段変速機においては、上記変速ローラ7の外周面の回転軸9の方向への断面形状には、接触圧力の集中を避けるためにクラウニングと呼ばれるわずかな膨らみを形成するようにしている。このようなクラウニングの形状として、ルンドベルグ(Lundberg)は、接触圧力を転動体の軸方向に均一にするようなクラウニング形状を提案しており、現在ではこのクラウニング形状が最適とされている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記ルンドベルグのクラウニング形状によれば、確かに変速ローラ7の軸方向へ均一な接触圧力分布を呈する。ところが、実際に変速ローラ7が受けるダメージを評価すると、破壊、金属疲労や塑性変形等の材料が受けるダメージの軸方向への分布は様でないという問題がある。ところで、上記変速ローラ7と凸部3'、4'のような互いに線接触して回転力を伝達する2つの摩擦回転体においては、両摩擦回転体の接触面における最適間隔決定の問題を、図3に示すような有限幅円筒25と半無限体(以下、単に平面と言う)26との相対接近量(相対隙間)問題に置き換えることができる。図3において、X、Y、Zは無次元座標であり、X軸は x/b 、Y軸は y/b 、Z軸は z/b である。但し、 x 、 y 、 z は座標であり、 b は回転方向へのヘルツ(Hertz)の接触幅の1/2である。

【0007】図7は、上記ルンドベルグのクラウニング形状を適用した有限幅円筒25に発生する軸方向に均一な接触圧力下での相当応力 σ_E をヘルツの最大接触応力 P_h で無次元化した無次元化相当応力 $\Sigma_E (= \sigma_E / P_h)$ の分布を示す。ここで、相当応力 σ_E とは、金属材料の降伏条件の一種のフォン・ミーゼス(Von Mises)の降伏条件に用いられる応力成分である。図7より、上記有限幅円筒25の内部における破壊や金属疲労、塑性変形等の材料が受けるダメージを評価する無次元化相当応力 Σ_E は、回転軸から半径方向に有効長さの0.8倍の箇所Aに帯状に強くあらわれる。そして、特に、上記帯状箇所

Aのうちの側面近傍の領域Bで降伏応力($=0.60$)を越える強い値を示し、領域Bから降伏が始まることが分かる。このように、例え、接触圧力分布を軸方向に均一にしたとしても、必ずしも3次元の相当応力分布は均一とはならず、相当応力 σ_E が集中する箇所が存在する。そのために、変速ローラ7に最大負荷能力を与えることができないという問題がある。

【0008】そこで、この発明の目的は、相当応力または最大剪断応力等で表される材料が受けるダメージの集中を無くして最大負荷能力を高めることができる無段変速機を提供することにある。

【0009】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、請求項1に係る発明は、大径部と小径部と上記大径部および小径部に連なる円錐状の摩擦面を有して上記大径部および小径部の中心を通る軸の回りを回転する第1の摩擦回転体と、上記第1の摩擦回転体の摩擦面に線接触して回転する第2の摩擦回転体とを有して、一方の摩擦回転体から他方の摩擦回転体に摩擦によって回転力を伝える無段変速機において、上記2つの摩擦回転体の接触面の間隔における回転方向に直交する方向への変化が、接触圧力下での上記方向への相当応力分布又は最大剪断応力分布等の材料が受けるダメージを評価する物理量が均一になるように設定されていることを特徴としている。

【0010】上記構成によれば、上記2つの摩擦回転体の接触面の間隔における上記方向への変化は、接触圧力下での上記方向への相当応力分布または最大剪断応力分布等で表される材料が受けるダメージが均一になるように設定されている。したがって、上記相当応力または最大剪断応力等で表される材料が受けるダメージが集中する箇所が存在せず、その分だけ上記摩擦回転体の最大負荷能力が高められる。

【0011】また、請求項2に係る発明は、請求項1に係る発明の無段変速機において、上記両摩擦回転体の接触面の間隔における上記方向への変化が、実質的に下記の式で表されることを特徴としている。

【数2】

$$h_{cr}(y) = (12.89k \cdot \sigma_{max}^2 \cdot R / (C_1 \cdot E'^2)) \cdot \ln(1 / (1 - (2y / (C_1 \cdot L_{we}))^2))$$

あるいは

$$h_{cr}(y) = (44.44k \cdot \tau_{max}^2 \cdot R / (C_1 \cdot E'^2)) \cdot \ln(1 / (1 - (2y / (C_1 \cdot L_{we}))^2))$$

尚、 $h_{cr}(y)$: 上記方向への位置 y における 2 つの相互接触部材の接触面の間隔

k : 加工公差に関する許容範囲

R : 回転方向への等価半径

$$C_1: (\sqrt{1 - (\exp(C_2/k(1.8864 + \ln(0.0696L_{we}E'/(R \cdot \sigma_E))))})^{-1})^{-1}$$

C_2 : 必要最大間隔の加工公差に関する許容寸法

E' : 等価ヤング率

L_{we} : 上記摩擦回転体の有効長

σ_{max} : 材料の圧縮に関する強度

τ_{max} : 材料の最大剪断応力に関する強度

【0012】上記構成によれば、回転方向への等価半径 R 、等価ヤング率 E' 、上記摩擦回転体の有効長 L_{we} 、材料の圧縮に関する強度 σ_{max} 、および、材料の最大剪断応力に関する強度 τ_{max} が分かれば、接触圧力下での上記方向への相当応力分布または最大剪断応力が均一になるような上記両摩擦回転体の接触面の間隔が容易に得られる。

【0013】

【発明の実施の形態】以下、この発明を図示の実施の形態により詳細に説明する。図1は、本実施の形態の無段変速機の一例としてのトロイダル型無段変速機の縦断面図である。入力軸11、出力軸12、入力側ディスク13、出力側ディスク14およびクラッチ板15は、図6における入力軸1、出力軸2、入力側ディスク3、出力側ディスク4およびクラッチ板5と同じ構成を有して、同様に動作する。また、変速部16は図6における変速部6と基本構造は同じあり、変速ローラ17は、図6にお

ける変速ローラ7と同様に、入力側ディスク13の凸部13'と出力側ディスク14の凸部14'との間に圧接状態で介装されている。本実施の形態においては、上記摩擦回転体を、入力側ディスク13、変速ローラ14および出力側ディスク14で構成している。

【0014】上記変速ローラ17と凸部13'との接触面の相対隙間の問題は、図3に示すような有限幅円筒25と平面26との隙間の問題に置き換えることができる。同様に、変速ローラ17と凸部14'との接触面の

* 相対隙間の問題も、図3に示す力学モデルに置き換えることができる。そこで、以下、変速ローラ17と凸部13'との接触面の相対隙間、及び、変速ローラ17と凸部14'との接触面の相対隙間を、図3の力学モデルを用いて説明する。尚、変速ローラ17と凸部13'との相対隙間と、変速ローラ17と凸部14'との相対隙間とは、変速ローラ17の軸に対して対象であるから、一方のみについて説明すれば、他方も同様である。

【0015】上述したように、図3に示す有限幅円筒25と平面26との相対隙間においては、有限幅円筒25に対する接触圧力分布を有限幅円筒25の軸方向に均一にしたとしても、3次元の相当圧力分布または最大剪断応力分布等で表される材料が受けるダメージは均一にはならない。そこで、本実施の形態においては、上述の点に着目して、有限幅円筒25の軸方向への相当応力分布または最大剪断応力分布等で表される材料が受けるダメージが均一になるように、有限幅円筒25のクラウニング形状(つまり、変速ローラ17のクラウニング形状)を決定するのである。

【0016】まず、上記有限幅円筒25に任意のクラウニング形状与えて、乾燥接触問題における基礎式を用いて接触2物体間(つまり、有限幅円筒25と平面26との間)の相対距離 H を求め、接触圧力を求める。そして、得られた接触圧力の分布を用いて3次元の内部応力分布を得、この3次元内部応力分布から次式によって相当応力を求める。

$$\sigma_E = [1/2 \{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2\}]$$

$$+6\tau_{xy}^2+6\tau_{yz}^2+6\tau_{zx}^2\}^{0.5}]$$

ここで、 σ_E : 相当応力

σ_x : YZ面に作用する垂直応力成分

σ_y : XZ面に作用する垂直応力成分

σ_z : XY面に作用する垂直応力成分

τ_{xy} : XY面に作用する剪断応力成分

τ_{yz} : YZ面に作用する剪断応力成分

τ_{zx} : ZX面に作用する剪断応力成分

【0017】そして、こうして得られた相当応力 σ_E の*

$$h_{cr}(y)=(12.89k\cdot\sigma_{max}^2\cdot R/(C_1\cdot E'^2))$$

$$\cdot \ln(1/(1-(2y/(C_1L_w))^2))$$

あるいは

$$h_{cr}(y)=(44.44k\cdot\tau_{max}^2\cdot R/(C_1\cdot E'^2))$$

$$\cdot \ln(1/(1-(2y/(C_1L_w))^2))$$

尚、 $h_{cr}(y)$: 位置 y におけるクラウニング量

k : 加工公差に関する許容範囲

($k=1.2\sim 15$: この範囲内で同等の効果を呈する)

R : 相対移動方向への等価半径

$$1/R=1/r_1+1/r_2$$

r_1, r_2 : 相対移動方向への物体 1, 2 の曲率半径

$$C_1: (\sqrt{1-(\exp(C_2/k(1.8864+\ln(0.0696L_w\cdot E'/(R\cdot\sigma_E))))})^{-1})^{-1}$$

C_2 : 必要最大間隔の加工公差に関する許容寸法

$$(C_2=0.6\sim 8)$$

E' : 等価ヤング率

$$1/E'=1/2\{(1-\nu_1^2)/E_1+(1+\nu_2^2)/E_2\}$$

E_1, E_2 : 物体 1, 2 のヤング率

ν_1, ν_2 : 物体 1, 2 のポアソン比

L_w : 有限幅円筒 25 の有効長

σ_{Emax} : 材料の圧縮に関する強度(圧縮降伏応力または圧縮疲労限)

τ_{max} : 材料の最大剪断応力に関する強度(圧縮降伏応力または圧縮

疲労限)

【0019】図2は、上記クラウニング形状の式によって算出された有限幅円筒 25 のクラウニング量の一例を示す図である。また、図4は、上記クラウニング形状の式が適用された有限幅円筒 25 における接触圧力 p をヘルツの最大接触応力 P_h で無次元化した無次元化接触圧力 $P(=p/P_h)$ の分布である。図4(a)は $Y=0$ におけるZX面の接触圧力分布であり、図4(b)は $X=0$ にお

* 分布が有限幅円筒 25 の軸方向に均一になるようにクラウニング形状を変更し、上述の解析を繰り返す。こうして、材料内部のダメージが軸方向に均一に分布するようにクラウニング形状を決定するのである。

【0018】上述のようにして導出されたクラウニング形状の式は、次のような式である。

【数3】

※けるYZ面の接触圧力分布である。また、図5は、図7の場合と同じ荷重条件下での軸方向への無次元化相当応力 Σ_E の分布を示す。

【0020】図4(b)から分かる様に、本実施の形態におけるクラウニング形状によれば、有限幅円筒 25 の軸方向の接触圧力分布は、中央部から軸方向両端のエッジ部に向かって少しずつ減少し、上記エッジ部で曲線的に

低下するようになっている。

【0021】したがって、図5に示すY軸方向への無次元化相当応力 Σ_E の分布から分かるように、上記ルンドベルグのクラウニング形状を適用した場合の上記エッジ部での無次元化相当応力 Σ_E の上昇(図7参照)が無くなり、そのまま曲線的に減少している。その結果、図7に見られるような上記帯状領域Aの側面近傍に現れる降伏応力を越える強い相当応力の集中が回避される。

【0022】上述のように、上記変速ローラ17は常に両凸部13'、14'に接触した状態で変位軸20の回りを10 変位する。したがって、凸部13'、14'の湾曲面における入力軸11(出力軸12)の方向への断面形状は、変位軸20の軸芯oと接触位置a、bとの間の距離を半径とした円弧に形成されている。したがって、変速ローラ17の外周面における回転軸19の方向への断面形状を、変速ローラ17の上記断面形状と凸部13'、14'の上記円弧状の断面形状との相対間隔が上記式で求められるクラウニング形状になるようにすればよい。

【0023】上述のように、本実施の形態においては、トロイダル型無段変速機における上記入力側ディスク1 20 3の凸部13'と変速ローラ17との接触面の相対間隔、および、変速ローラ17と出力側ディスク14の凸部14'との接触面の相対間隔を、回転軸19の方向への無次元化相当応力 Σ_E の分布を均一にするように決定している。したがって、変速ローラ17の軸方向両端エッジ部における無次元化相当応力 Σ_E の集中を防止できる。すなわち、本実施の形態によれば、無次元化相当応力 Σ_E の集中が無くなる分だけ変速ローラ17の静的最大負荷容量および動的負荷容量を高めることができるのである。したがって、入力側ディスク13と変速ローラ17との接触圧および変速ローラ17と出力側ディスク14との接触圧を従来より大きくして、精度よく回転速度を変速できる。

*【0024】尚、上記実施の形態でトロイダル型無段変速機を例に説明しているが、この発明はこれに限定されるものではない。要は、互いに線接触して摩擦によって回転力を伝える2つの摩擦回転体を有する無段変速機であればよく、例えばリングコーン型無段変速機等にも適用可能である。

【0025】

【発明の効果】以上より明らかなように、請求項1に係る発明の無段変速機は、大径部と小径部と上記両部に連なる円錐状の摩擦面を有して回転する第1の摩擦回転体と、上記第1の摩擦回転体の摩擦面に線接触して回転する第2の摩擦回転体との2つの摩擦回転体を有し、上記両摩擦回転体の接触面の間隔における回転方向に直交する方向への変化を、接触圧力下での上記方向への相当応力分布または最大剪断応力分布等で表される材料が受けるダメージを評価する物理量が均一になるように設定したので、上記相当応力または最大剪断応力等で表される材料が受けるダメージが集中する箇所が存在せず、その分だけ上記摩擦回転体の静的最大負荷容量および動的最大負荷容量を高めることができる。したがって、両摩擦回転体の接触圧を大きくして精度よく変速できる。さらに、上記摩擦回転体の耐圧痕性や寿命の向上を図ることができる。

【0026】また、請求項2に係る発明の無段変速機は、上記両摩擦回転体の接触面の間隔における上記方向への変化を、実質的に下記の式で表したので、回転方向への等価半径R、等価ヤング率E'、上記摩擦回転体の有効長 L_w 、材料の圧縮に関する強度 $\sigma_{E_{max}}$ 、および、材料の最大剪断応力に関する強度 τ_{max} が分かれば、接触圧力下での上記方向への相当応力分布あるいは最大剪断応力分布等が均一になるような上記両摩擦回転体の接触面の間隔を容易に得ることができる。

【数4】

$$h_{cr}(y) = (12.89k \cdot \sigma_{E_{max}}^2 \cdot R / (C_1 \cdot E'^2)) \cdot \ln(1 / (1 - (2y / (C_1 \cdot L_w))^2))$$

あるいは

$$h_{cr}(y) = (44.44k \cdot \tau_{max}^2 \cdot R / (C_1 \cdot E'^2)) \cdot \ln(1 / (1 - (2y / (C_1 \cdot L_w))^2))$$

尚、 $h_{cr}(y)$: 上記方向への位置yにおける2つの相互接触部材の接触面の間隔

k: 加工公差に関する許容範囲

$$C_1: (\sqrt{1 - (\exp(C_2 / k(1.8864 + \ln(0.0696L_w \cdot E' / (R \cdot \sigma_E))))})^{-1})^{-1}$$

C_2 : 必要最大間隔の加工公差に関する許容寸法

11

ル型無段変速機における側面図である。

【図2】図1における変速ローラに適用されるクラウニング量の一例を示す図である。

【図3】図1における変速ローラに関する力学モデルを示す図である。

【図4】図3における有限幅円筒の接触圧力分布を示す図である。

【図5】図3における有限幅円筒の無次元化相当応力分布を示す図である。

【図6】従来のトロイダル型無段変速機の側面図であ

12

る。

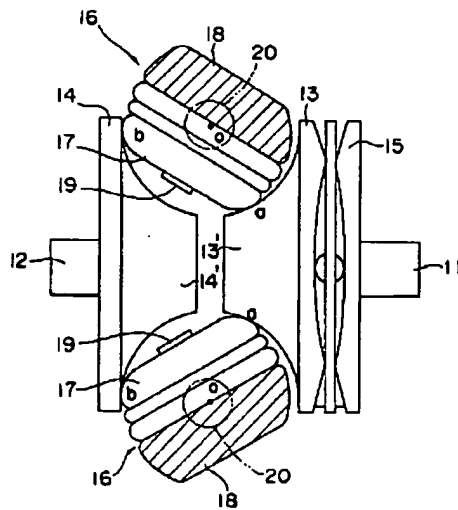
【図7】ルンドベルグのクラウニング形状を適用した有限幅円筒における図5と同じ荷重条件下での無次元化相当応力分布を示す図である。

【符号の説明】

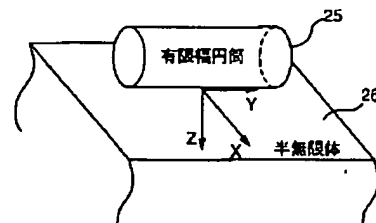
11…入力軸、
12…出力軸、
13…入力側ディスク、
14…出力側ディスク、
15…変速部、
16…変速ローラ、
17…回転軸、
18…変位軸。

12…出力軸、
14…出力側ディスク、
17…変速ローラ、
20…変位軸。

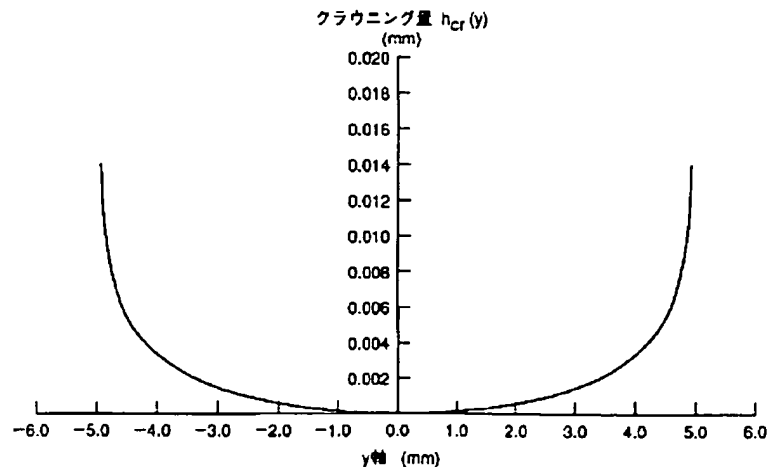
【図1】



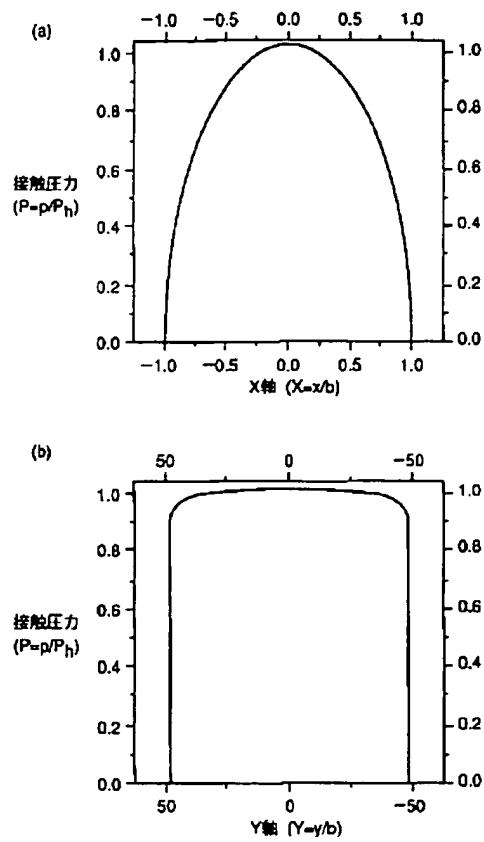
【図3】



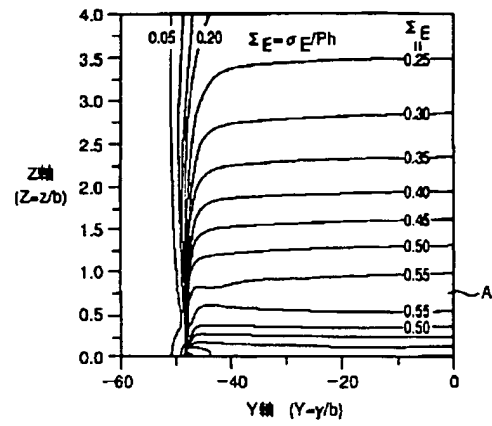
【図2】



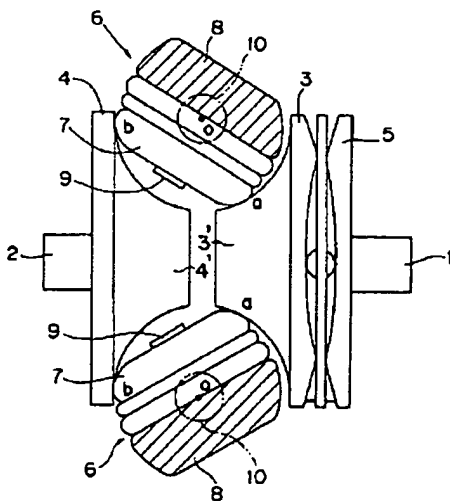
【図4】



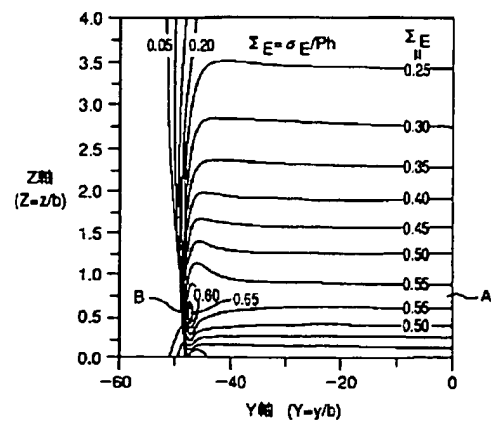
【図5】



【図6】



【図7】



DERWENT-ACC-NO: 1999-368356

DERWENT-WEEK: 199931

COPYRIGHT 2005 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Stepless transmission - has speed change
rollers whose change in gap of projections of input and
output side disks becomes uniform, based on damaged caused
on material by effective stress or maximum
shearing stress
distribution

PATENT-ASSIGNEE: KOYO SEIKO CO LTD[KOYS]

PRIORITY-DATA: 1997JP-0303090 (November 5, 1997)

PATENT-FAMILY:

| PUB-NO | PUB-DATE | LANGUAGE |
|-----------------|--------------|----------|
| PAGES MAIN-IPC | | |
| JP 11141636 A | May 25, 1999 | N/A |
| 008 F16H 015/38 | | |

APPLICATION-DATA:

| PUB-NO | APPL-DESCRIPTOR | APPL-NO |
|------------------|-----------------|----------------|
| APPL-DATE | | |
| JP 11141636A | N/A | 1997JP-0303090 |
| November 5, 1997 | | |

INT-CL (IPC): F16H015/38

ABSTRACTED-PUB-NO: JP 11141636A

BASIC-ABSTRACT:

NOVELTY - Two speed change rollers (17) are set between an input side disk (13) and an output side disk (14) separated by a predetermined interval. The change of speed change rollers in the gap of the projections (13', 14') of the input side disk and output side disk becomes uniform based on the damaged caused on a material by e.g. effective stress or maximum shearing stress
distribution.

DETAILED DESCRIPTION - Each speed change roller has a cone-shaped friction surfaces which ranges from large diametral portion to small diametral portion. The first speed change roller rotates around an axis passing the center of the larger and small diametral portions. The second speed change roller is rotated to the first friction body to state by which the second speed change roller contacts linearly to the friction surface of the first speed change roller. The turning force from the first speed change roller is transmitted to the second speed change roller by friction.

USE - None given.

ADVANTAGE - Improves the maximum load ability of the speed change rollers by eliminating the concentration of the damage caused by the effective stress or maximum shearing stress. Improves the durability of the stepless transmission. Improves the static maximum load capacity and dynamic maximum load capacity of the speed change rollers. DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The figure shows the mechanics model of the speed change roller. (13',14') Projections; (13) Input side disk; (14) Output side disk; (17) Speed change rollers.

CHOSEN-DRAWING: Dwg.3/7

TITLE-TERMS: STEP TRANSMISSION SPEED CHANGE ROLL CHANGE GAP PROJECT INPUT

OUTPUT SIDE DISC UNIFORM BASED DAMAGE CAUSE MATERIAL
EFFECT STRESS
MAXIMUM SHEAR STRESS DISTRIBUTE

DERWENT-CLASS: Q64

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N1999-275678

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.